

<b>Examen : BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR</b>	<b>SESSION 2000</b>	
<b>Spécialité : MAINTENANCE ET APRES-VENTE AUTOMOBILE</b>	<b>Code: MAVPM</b>	
<b>Epreuve : U.4 VERIFICATIONS DES PERFORMANCES D'UN MECANISME</b>	<b>Durée : 6h</b>	<b>Coef. : 4</b>

## VERIFICATIONS DES PERFORMANCES D'UN MECANISME

Le sujet est constitué de deux thèmes indépendants.

### Premier thème

#### DISTRIBUTION DU MOTEUR XUD11

comprend :

le texte du sujet : pages travail demandé 1/15 à 6/15,  
pages document technique : 7/15 à 10/15,  
pages document réponse : 11/15 à 12/15.

Les documents pages 11/15 et 12/15 sont à compléter et à joindre à la feuille de copie.

### Deuxième thème

#### LA BICARBURATION DU MOTEUR XU7JP4

comprend :

le texte du sujet : pages 13/15 à 15/15.

### *Barème*

#### Premier thème : DISTRIBUTION DU MOTEUR XUD11

<b>N°</b>	<b>1.1</b>	<b>1.2</b>	<b>1.3</b>	<b>1.4</b>	<b>2.1</b>	<b>2.2</b>	<b>2.3</b>	<b>2.4</b>	<b>3.1</b>	<b>3.2</b>
<b>Poids</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>
<b>N°</b>	<b>3.3</b>	<b>3.4</b>	<b>3.5</b>	<b>4.1</b>	<b>4.2</b>	<b>4.3</b>	<b>4.4</b>	<b>5.1</b>	<b>5.2</b>	<b>5.3</b>
<b>Poids</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>4</b>
<b>N°</b>	<b>5.4</b>	<b>5.5</b>	<b>5.6</b>	<b>5.7</b>	<b>5.8</b>	<b>Total Mécanique 100 points</b>				
<b>Poids</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>	<b>4</b>					

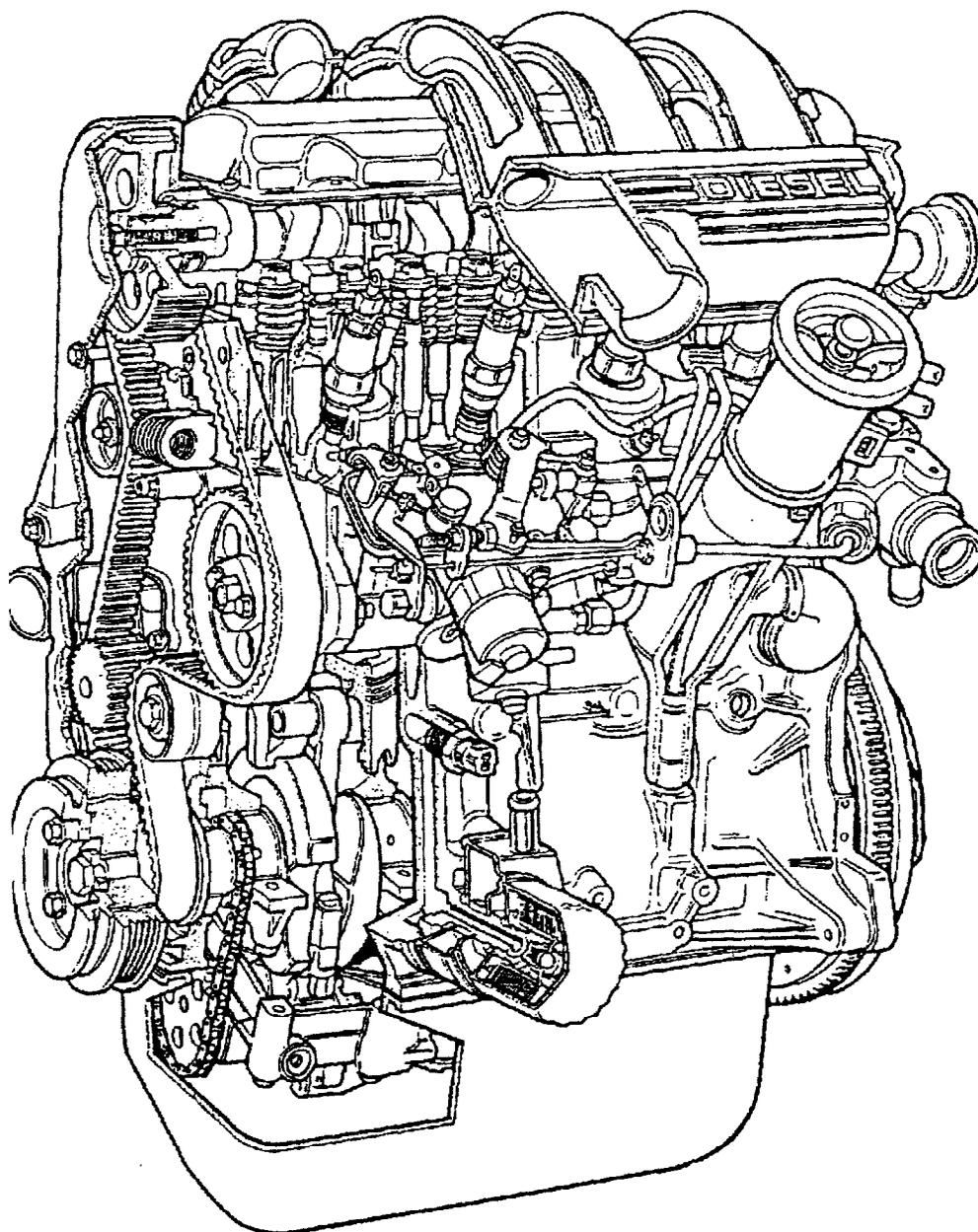
#### Deuxième thème : LA BICARBURATION DU MOTEUR XU7JP4

<b>N°</b>	<b>1.1</b>	<b>1.2</b>	<b>1.3</b>	<b>1.4</b>	<b>2.1</b>	<b>2.2</b>	<b>2.3</b>	<b>2.4</b>	<b>2.5</b>	<b>2.6</b>	<b>2.7</b>
<b>Poids</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>N°</b>	<b>2.8</b>	<b>2.9</b>	<b>2.10</b>	<b>3.1</b>	<b>3.2</b>	<b>3.3</b>	<b>3.4</b>	<b>3.5</b>	<b>3.6</b>	<b>3.7</b>	
<b>Poids</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>4</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>5</b>	
<b>Total Thermodynamique 100 points</b>											

**AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE**

## MOTEUR XUD 11

### ETUDE DE LA COMMANDE DE DISTRIBUTION



Le moteur étudié est du type XUD11. C'est un moteur diesel, quatre cylindres, de  $2138 \text{ cm}^3$  de cylindrée. Il équipe certaines Citroën XM et Peugeot 605.

On donne sur le document DT4 (page 10/15), les courbes de puissance moteur et de couple en fonction du régime.

Les objectifs de cette étude dynamique sont :

- Mettre en évidence les phénomènes d'affolement de soupape qui peuvent naître au sein de la commande par linguet.
- Vérifier que ces phénomènes ne nuisent pas aux bonnes performances de fonctionnement du mécanisme de distribution.

Le mécanisme de distribution réalise l'ouverture et la fermeture des soupapes dans un moteur à combustion, assurant la communication des gaz frais et brûlés entre le cylindre et l'extérieur. Le document technique DT1 (page 7/15) représente un mécanisme de distribution à linguet. Le mouvement de translation rectiligne alternatif de la soupape (3) est obtenu à partir d'une came (1) entraînée en rotation autour d'un axe fixe par rapport au bâti (0) (culasse), et d'une pièce intermédiaire, le linguet (ou le basculeur) (2), animée d'un mouvement de rotation oscillant. Dans la phase où la soupape (3) est en mouvement, les contacts entre ces différents organes sont assurés par un ressort de rappel (4) qui agit entre la soupape (3) et le bâti (0).

A haut régime de rotation du moteur, les effets d'inertie dus aux mouvements alternatifs des différentes pièces sont suffisamment importants pour provoquer des décollements entre les organes de distribution : on parle alors d'affolements de soupapes.

Dans cette partie nous allons calculer le régime d'affolement d'une distribution par linguet.

### MODELISATION ET PARAMETRAGE

La modélisation de la distribution retenue est présentée sur les figures du document technique DT2 (page 8/15) en phases soupape fermée et soupape ouverte. C'est un mécanisme plan constitué de trois solides : la came (1), le linguet (2), la soupape (3) et d'un ressort (4). Le bâti (culasse) est repéré (0).

a) Le bâti (0) est fixe. Le repère absolu  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$  lui est lié.

b) La came (1) est liée au bâti (0) par une liaison pivot parfaite d'axe  $(E, \vec{z}_0)$ .

Le repère lié à la came est  $(E, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$ , avec  $\alpha = (\vec{x}_0, \vec{x}_1)$ , on suppose de plus que la vitesse de

**rotation**  $\frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha} = \omega$  est constante par rapport au temps.

On notera le vecteur vitesse de rotation de la came :  $\vec{\Omega}_{(1/0)} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot \vec{z}_0 = \dot{\alpha} \cdot \vec{z}_0 = \omega \cdot \vec{z}_0$

c) Le linguet (2) est liée au bâti (0) par une liaison rotule parfaite de centre O. Le repère lié au linguet est  $(O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$ , avec  $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}_2)$ , on remarque que  $\theta$  a toujours une valeur négative ou nulle et que  $\theta$  reste petit compte tenu de la géométrie du mécanisme.

On notera le vecteur vitesse de rotation du linguet  $\vec{\Omega}_{(2/0)} = \frac{d\theta}{dt} \cdot \vec{z}_0 = \dot{\theta} \cdot \vec{z}_0$

La masse du linguet est notée  $m_2$  et son moment d'inertie par rapport à l'axe  $(O, \vec{z}_0)$  est noté  $J_2$ .

d) La soupape (3) est liée au bâti (0) par une liaison pivot glissant parfaite d'axe  $(D, \vec{x}_0)$ . La position de la soupape est repérée par la distance  $x_{(\alpha)} = f(\alpha)$ ,

La masse de la soupape est notée  $m_3$ .

e) Le ressort (4) est placé entre la soupape et le bâti. Il a une raideur K et une masse  $m_4$  non négligeable par rapport aux autres éléments.

f) Le repère  $(A, \vec{u}, \vec{v}, \vec{z}_0)$ , associé aux surfaces de contact des solides (1) et (2), est tel que l'axe  $(A, \vec{u})$  est normal à la tangente commune aux surfaces en contact en A et reste, par hypothèse, toujours parallèle au plan  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ .

On définit le vecteur  $\vec{OA} = -s \cdot \vec{u} + V_{(\alpha)} \cdot \vec{v}$  où s est une constante positive et  $V_{(\alpha)}$  une grandeur qui varie en fonction de l'angle de came  $(\alpha)$ .

g) Le mécanisme présente un plan de symétrie qui est le plan  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ .

## I - CARACTERISTIQUES DU RESSORT DE RAPPEL

On donne sur le document DT3 (page 9/15) les caractéristiques des ressorts utilisés par le constructeur.

*Les réponses aux questions suivantes seront inscrites sur le document réponse DR1 (page 11/15). Les développements nécessaires seront faits sur feuille de copie.*

11 ) Le constructeur a la possibilité de monter deux types de ressorts sur un même moteur. Voir le document DT3 (page 9/15). On choisit le ressort type ISRI, déterminer sa raideur  $K$ .

12 ) Tracer sur le document DR1 (page 11/15) le graphe représentant les variations de l'effort développé par le ressort en fonction de sa longueur :  $F = f(l)$ . ( $F$  en daN et  $l$  en mm).

13 ) Quel est l'effort développé par le ressort lorsque la soupape d'admission est complètement ouverte sachant que celui-ci a alors une longueur de 25 mm.?

14 ) Sachant que la course de la soupape est  $h = 8,40$  mm, déterminer la précharge  $F_0$  du ressort.

## II - ETUDE CINEMATIQUE DU MOUVEMENT DE LA SOUPAPE

La fonction  $x(\alpha)$  est paire elle est représentée sur le document DR2 figure 1 (page 12/15). La loi d'ouverture  $x(\alpha)$  de la soupape d'admission est constituée de trois paraboles.

$$\text{Pour } \alpha \in \left[0, \frac{\pi}{4}\right], \quad x(\alpha) = h \left[1 - 12 \left(\frac{\alpha}{\pi}\right)^2\right] \quad ; \quad \text{Pour } \alpha \in \left[\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}\right], \quad x(\alpha) = h \left[6 \left(\frac{\alpha}{\pi}\right) - 2\right]^2$$

avec :  $h = 8,40$  mm,  $x(\alpha)$  en mm,  $\alpha$  en radian rd.

La vitesse de déplacement de tous les points de la soupape est :

$$v = \dot{x}(t) = \frac{dx(\alpha)}{dt}, \quad \text{avec } \frac{dx(\alpha)}{dt} = \frac{dx(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

Où la dérivée de  $x(\alpha)$  par rapport à  $(\alpha)$  représente la variation de la levée de la soupape en fonction de l'angle de rotation de la came et est notée :  $\frac{dx(\alpha)}{d\alpha} = \dot{x}(\alpha)$

On rappelle que  $\vec{\Omega}(t/0) = \frac{d\alpha}{dt} \vec{z}_0 = \dot{\alpha} \cdot \vec{z}_0 = \omega \cdot \vec{z}_0$  (avec  $\omega = \text{constante}$ )

21 ) Exprimer  $x\left(\frac{\pi}{4}\right)$  (expression de  $x$  pour  $\alpha = \frac{\pi}{4}$ ) en fonction de  $h$  à partir de l'expression de  $x(\alpha)$

donnée ci-dessus sur l'intervalle  $\alpha \in \left[0, \frac{\pi}{4}\right]$ .

22 ) Exprimer  $\dot{x}(t) = \frac{dx(\alpha)}{dt}$  en fonction de  $h, \alpha$  et  $\omega$  pour  $\alpha \in \left[0, \frac{\pi}{4}\right]$  et pour  $\alpha \in \left[\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}\right]$ .

23 ) L'accélération de la soupape  $\ddot{x}(t)$  s'exprime sous la forme :  $\ddot{x}(t) = \omega^2 \cdot \frac{d^2x(\alpha)}{d\alpha^2} = \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha)$

Montrer que  $\ddot{x}(t)$  sur les deux intervalles suivants :  $\alpha \in \left[0, \frac{\pi}{4}\right]$  et  $\alpha \in \left[\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}\right]$ , se met respectivement sous

$$\text{la forme : } \ddot{x}(t) = \frac{-24 \cdot h \cdot \omega^2}{\pi^2} \quad \text{et} \quad \ddot{x}(t) = \frac{72 \cdot h \cdot \omega^2}{\pi^2}$$

24 ) Déduire des expressions précédentes les valeurs de  $\frac{d^2 x(\alpha)}{d\alpha^2} = \ddot{x}(\alpha)$  sur les intervalles,

$\left[0, \frac{\pi}{4}\right], \left[\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}\right]$ . Représenter la fonction  $\ddot{x}(\alpha)$  sur l'intervalle  $\left[-\frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{3}\right]$  figure 2 du document DR2 (page 12/15). On rappelle que  $h = 8,4$  mm et que la fonction est paire.

### III - ETUDE DYNAMIQUE DE LA SOUPAPE

**Dans toute cette étude les poids propres des pièces sont négligés et les liaisons sont supposées parfaites.**

On donne les torseurs d'actions mécaniques suivants :

- L'action mécanique du ressort sur la soupape s'exprime sous la forme d'un glisseur où  $F_0$  représente la précharge du ressort,  $K$  sa raideur et  $m_4$  sa masse.  $F_0$ ,  $K$  et  $m_4$  sont des constantes positives.

$$\left\{ \mathcal{T}_{(4 \rightarrow 3)} \right\}_D = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{(4 \rightarrow 3)} = - \left[ F_0 + K \cdot x(\alpha) + \frac{m_4}{3} \cdot \ddot{x}(t) \right] \vec{x}_0 \\ \vec{M}_{(D, 4 \rightarrow 3)} = \vec{0} \end{array} \right\}$$

- L'action des gaz sur la soupape est négligée.

- La liaison entre le linguet (2) et la soupape (3) est modélisée par une liaison ponctuelle (sphère plan) de normale B,  $\vec{x}_0$ .

$$\left\{ \mathcal{T}_{(2 \rightarrow 3)} \right\}_B = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{(2 \rightarrow 3)} = F_B \cdot \vec{x}_0 \\ \vec{M}_{(B, 2 \rightarrow 3)} = \vec{0} \end{array} \right\}$$

31 ) La liaison entre la soupape (3) et le bâti (0) est une liaison pivot glissant d'axe D  $\vec{x}_0$ .

Ecrire les composantes du torseur d'actions mécaniques transmissibles par cette liaison, réduit en D, dans le repère  $R_0$ .

32 ) Isoler la soupape, faire l'inventaire des actions mécaniques extérieures.

33 ) Le principe fondamental de la dynamique, appliqué à un solide quelconque S en mouvement par rapport à un repère absolu  $R_0$ , se met dans le cas général sous la forme :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(ext \rightarrow S)} \right\} = \left\{ D_{S/R_0} \right\}.$$

Quel est le type de mouvement de la soupape (3) par rapport à  $R_0$  ? Quelle simplification ce type de mouvement particulier permet dans l'écriture du torseur dynamique ?

34 ) En utilisant le théorème de la résultante dynamique, exprimer  $F_B$  en fonction de  $\ddot{x}(t)$ ,  $\ddot{x}(\alpha)$ ,  $x(\alpha)$ ,  $K$ ,  $F_0$ ,  $m_4$  et  $m_3$ .

35 ) Si  $\ddot{x}(t) = \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha)$  donner la nouvelle expression de  $F_B$  en fonction de :  $\omega^2$ ,  $\ddot{x}(\alpha)$ ,  $x(\alpha)$ ,  $K$ ,  $F_0$ ,  $m_4$   $m_3$ .

#### IV - ETUDE DYNAMIQUE DU LINGUET

**Dans toute cette étude les poids propres des pièces sont négligés et les liaisons sont supposées parfaites.**

On donne les torseurs d'actions mécaniques suivants :

- la liaison entre la came (1) sur le linguet (2) est modélisée par une liaison ponctuelle de normale  $(A, \vec{u})$ . Le repère  $(A, \vec{u}, \vec{v}, \vec{z}_0)$  est tel que l'axe  $(A, \vec{u})$  est normal aux surfaces en contact en A et reste, par hypothèse, toujours parallèle au plan  $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$ .

$$\{\mathbb{T}_{(1 \rightarrow 2)}\}_A = \begin{cases} \vec{R}_{(1 \rightarrow 2)} = F_A \vec{u} \\ \vec{M}_{(A, 1 \rightarrow 2)} = \vec{0} \end{cases}$$

( On rappelle que  $\vec{OA} = -s \vec{u} + V(\alpha) \vec{v}$  voir page 2/15)

41 ) La liaison entre le linguet (2) et le bâti (0) est assimilable à une liaison sphérique de centre O . Ecrire les composantes du torseur d'actions mécaniques transmissibles par cette liaison, réduit en O, dans le repère  $R_0 (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ .

42 ) Isoler le linguet, faire l'inventaire des actions mécaniques extérieures.

43 ) En utilisant le théorème du moment dynamique en projection sur  $O \vec{z}_0$ , exprimer  $F_A$  en fonction de  $V(\alpha)$ ,  $L$ ,  $\theta$ ,  $\ddot{\theta}$ ,  $J_2$ ,  $F_B$ . ( $\ddot{\theta}$  est la dérivée seconde de  $\theta$  en fonction du temps).

44 ) Comme l'angle  $\theta$  reste petit on pose  $\cos \theta = 1$  et  $\sin \theta = \theta$ . D'autre part on donne les deux relations suivantes :

$$\text{(relation1)} \rightarrow \ddot{\theta} = -\frac{\ddot{x}(t)}{L} = -\frac{\omega^2}{L} \cdot \ddot{x}(\alpha)$$

$$\text{(relation2)} \rightarrow F_B = \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha) \left[ m_3 + \frac{m_4}{3} \right] + K \cdot x(\alpha) + F_0$$

Montrer alors que l'expression de  $F_A$  peut se mettre sous la forme :

$$\text{(relation3)} \rightarrow F_A = \frac{L}{V(\alpha)} \left[ \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha) \left( \frac{J_2}{L^2} + m_3 + \frac{m_4}{3} \right) + K \cdot x(\alpha) + F_0 \right].$$

### V - CALCUL DES REGIMES D'AFFOLEMENT

On dit que le système s'affole s'il n'y a plus de contact au point A ou au point B.

51 ) Lorsque le système s'affole, qu'elle est alors la valeur de  $F_A$  ou de  $F_B$  ?

52 ) En vous aidant des relations :

$$(2) F_B = \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha) \left[ m_3 + \frac{m_4}{3} \right] + K \cdot x(\alpha) + F_0$$

$$(3) F_A = \frac{L}{V(\alpha)} \cdot \left[ \omega^2 \cdot \ddot{x}(\alpha) \cdot \left( \frac{J_2}{L^2} + m_3 + \frac{m_4}{3} \right) + K \cdot x(\alpha) + F_0 \right]$$

donner le signe de  $\ddot{x}(\alpha)$  pour qu'il y ait risque d'affolement. On rappelle que  $K$ ,  $x(\alpha)$  et  $F_0$  sont des valeurs positives

53 ) Préciser sur quel intervalle  $\alpha \in \left[ 0, \frac{\pi}{4} \right]$  ou  $\alpha \in \left[ \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3} \right]$  l'affolement est possible. ( voir fig 2 document DR2 page 12/15)

54 ) Avec les données numériques ci-dessous:

- masses des pièces

ressort (4)  $m_4 = 37$  grammes,

linguet (2)  $m_2 = 90$  grammes,

soupape (3)  $m_3 = 56$  grammes.

- levée maximale de la soupape  $h = 8,4$  mm

- longueur OC du linguet (2)  $L = 58$  mm

- raideur du ressort (3)  $K = 21000 \text{ N.m}^{-1}$

- moment d'inertie du linguet (2) par rapport à  $O \bar{z}_0$ ,  $J_2 = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^{-2}$

- précharge (tension de pose) du ressort (4)  $F_0 = 308 \text{ N}$

les relations (2) et (3) deviennent :

$$(\text{relation2}) \rightarrow F_B = -1,396 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 + 21000 \cdot x(\alpha) + 308$$

$$(\text{relation3}) \rightarrow F_A = \frac{L}{V(\alpha)} \cdot \left[ -2 \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2 + 21000 \cdot x(\alpha) + 308 \right]$$

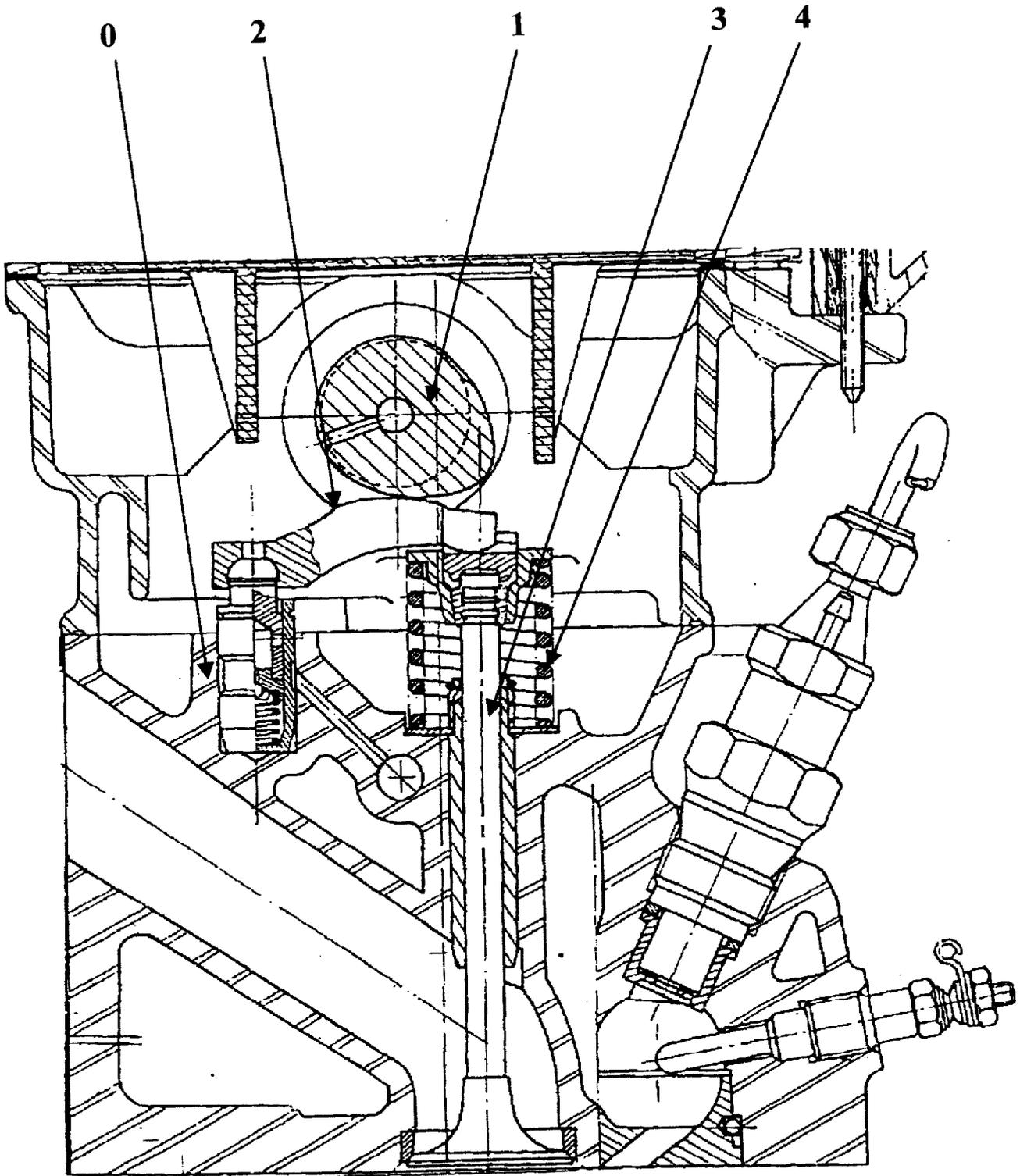
Exprimer les vitesses d'affolement,  $\omega_{\text{affA}}$  et  $\omega_{\text{affB}}$ , respectivement aux points A et B, en fonction de  $x(\alpha)$ .

55 ) Pour quelle valeur de  $\alpha$ ,  $\omega_{\text{affA}}$  et  $\omega_{\text{affB}}$  sont elles les plus petites ? On les notera alors  $\omega_{\text{affA}}^{\min}$  et  $\omega_{\text{affB}}^{\min}$ .

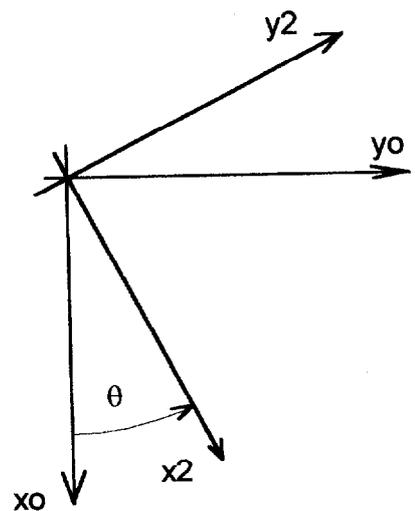
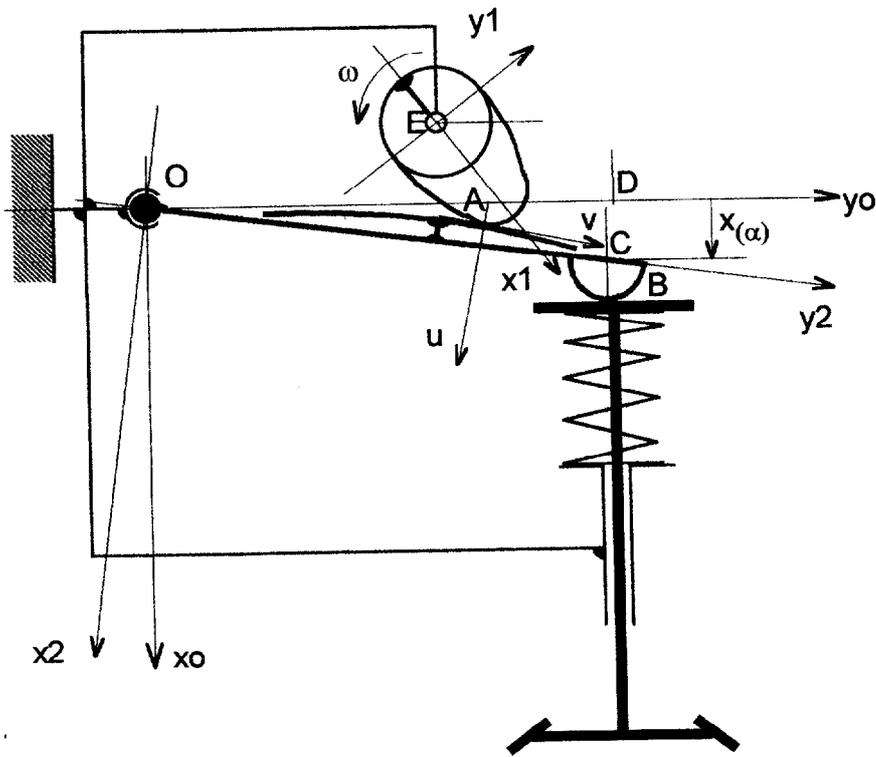
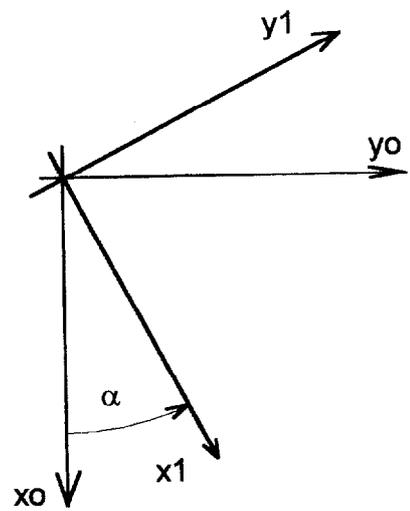
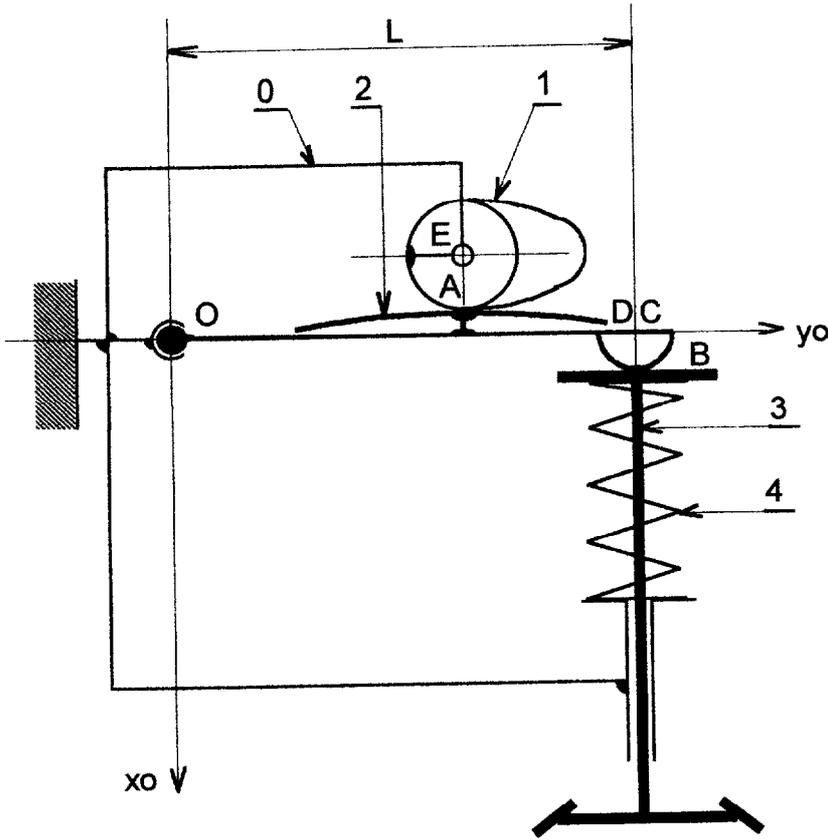
56 ) Calculer les valeurs numériques de  $\omega_{\text{affA}}^{\min}$  et  $\omega_{\text{affB}}^{\min}$ .

57 ) Si le régime moteur croît, préciser si le premier décollement se produit en A ou en B ?

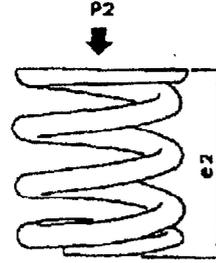
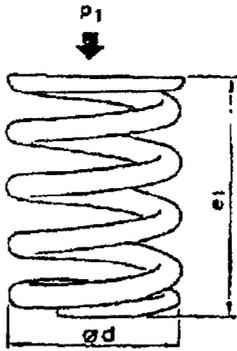
58 ) A partir du document DT4 (page 10/15), donner la plage de régime de l'arbre à cames. L'affolement est-il possible ? Justifier votre réponse.



Document technique DT 1 : distribution à linguet (document PSA)



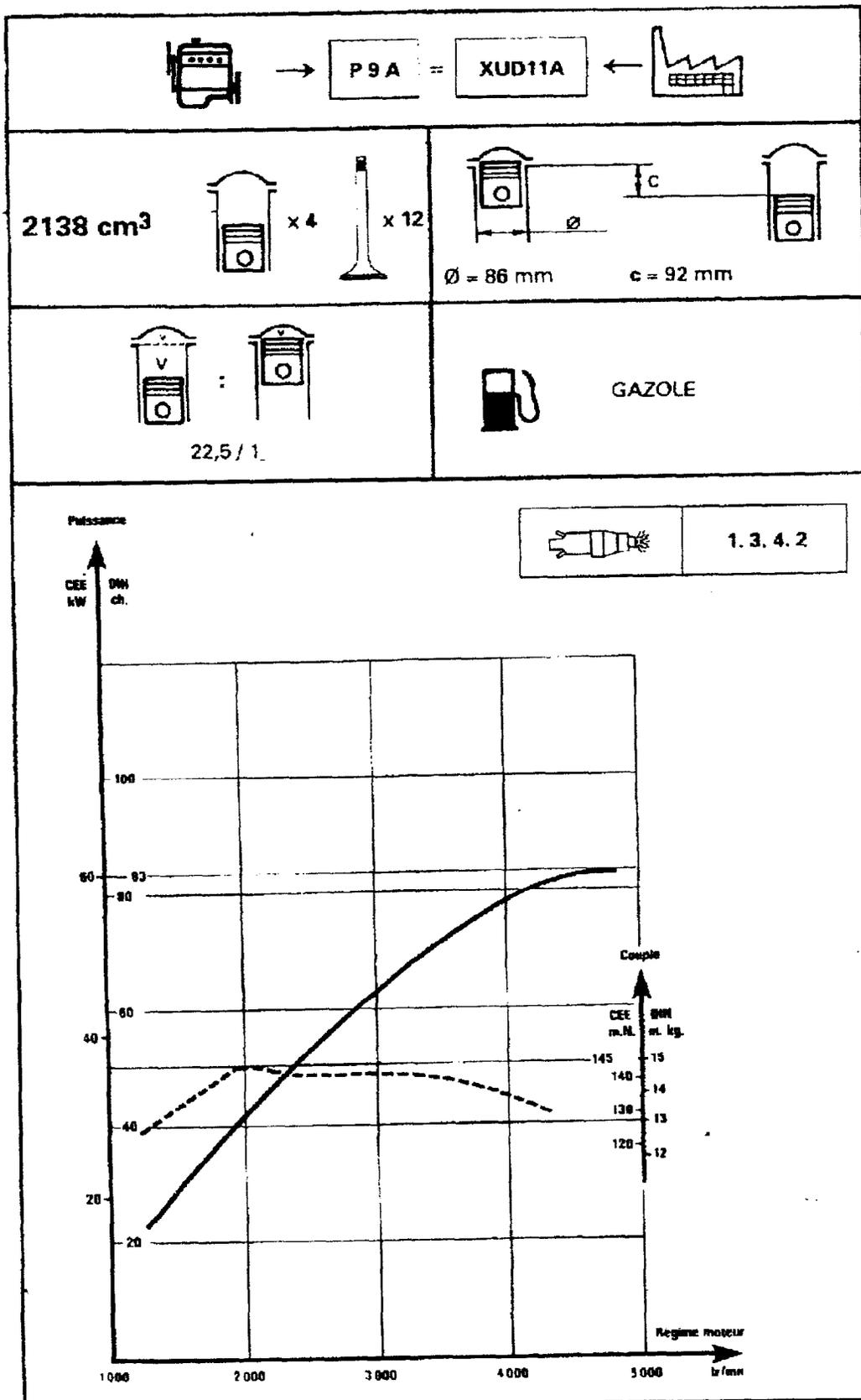
**Document technique DT2 : modélisation de la distribution**



## RESSORTS DE SOUPAPES

Fournisseur	Repérage	$\varnothing d$	P1 (daN)	e1	P2 (daN)	e2
ISRI	Sans	28,5	27	34,75	47	25,35
HERKELBOUT	Trait de peinture blanche	28,5	27,5	34,75	49,5	25,35

**Document technique DT3 : ressorts de soupapes**



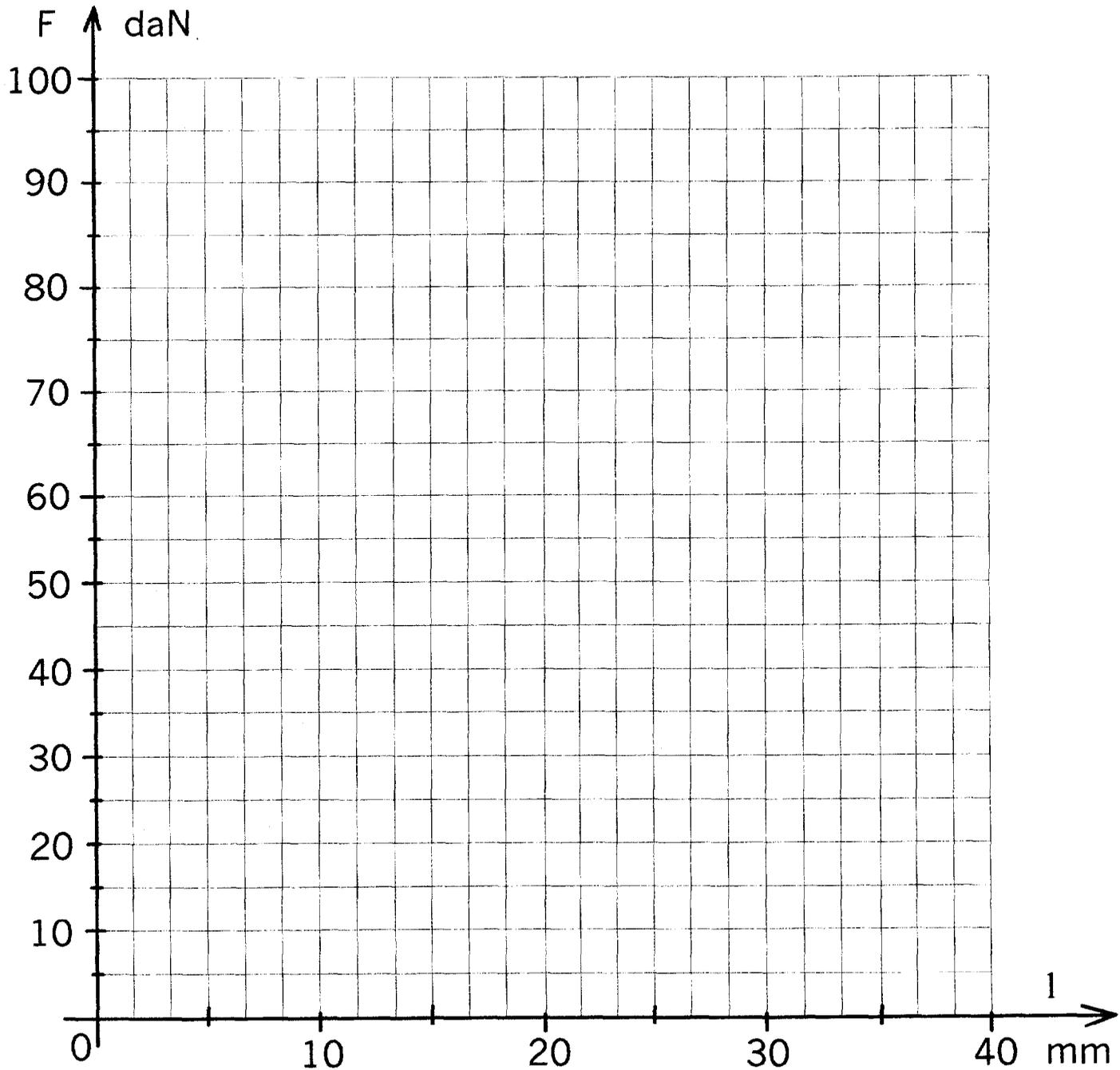
Y. 10-11

Document technique DT 4 : caractéristiques du moteur

- Raideur :  $K =$

- Force développée par le ressort lorsque sa longueur est égale à 25 mm :  $F(25) =$

- Précharge :  $F_0 =$



**Document réponse DR 1 à compléter et à rendre en fin d'épreuve joint à la feuille de copie**

Figure 1 :

loi  $x(\alpha)$  des espaces en fonction de l'angle de rotation, la loi  $x(\alpha)$  est paire.

Sur l'intervalle  $[0, \frac{\pi}{4}]$  l'expression de  $x(\alpha)$  est :  $x(\alpha) = h \cdot (1 - 12 \cdot (\frac{\alpha}{\pi})^2)$ .

Sur l'intervalle  $[\frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}]$  l'expression de  $x(\alpha)$  est :  $x(\alpha) = h \cdot (6 \cdot \frac{\alpha}{\pi} - 2)$ .

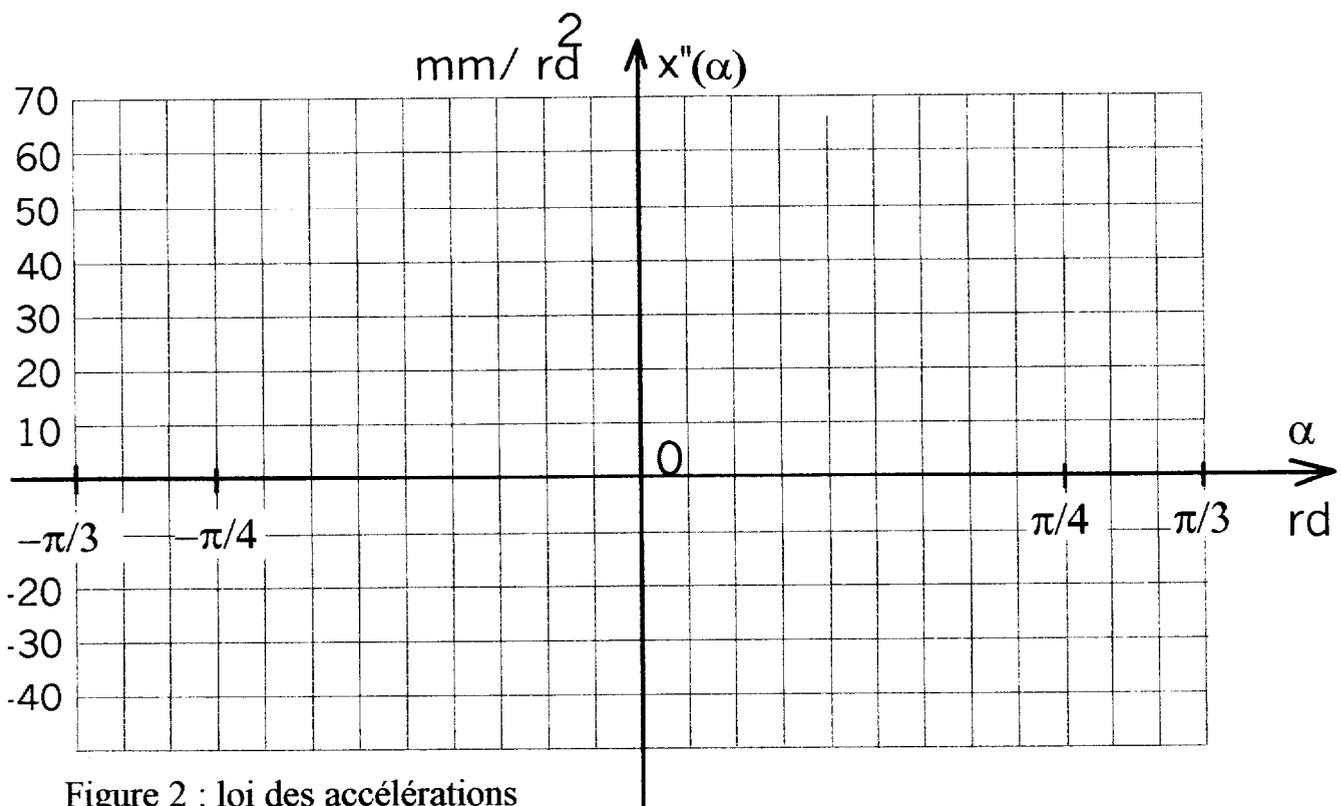
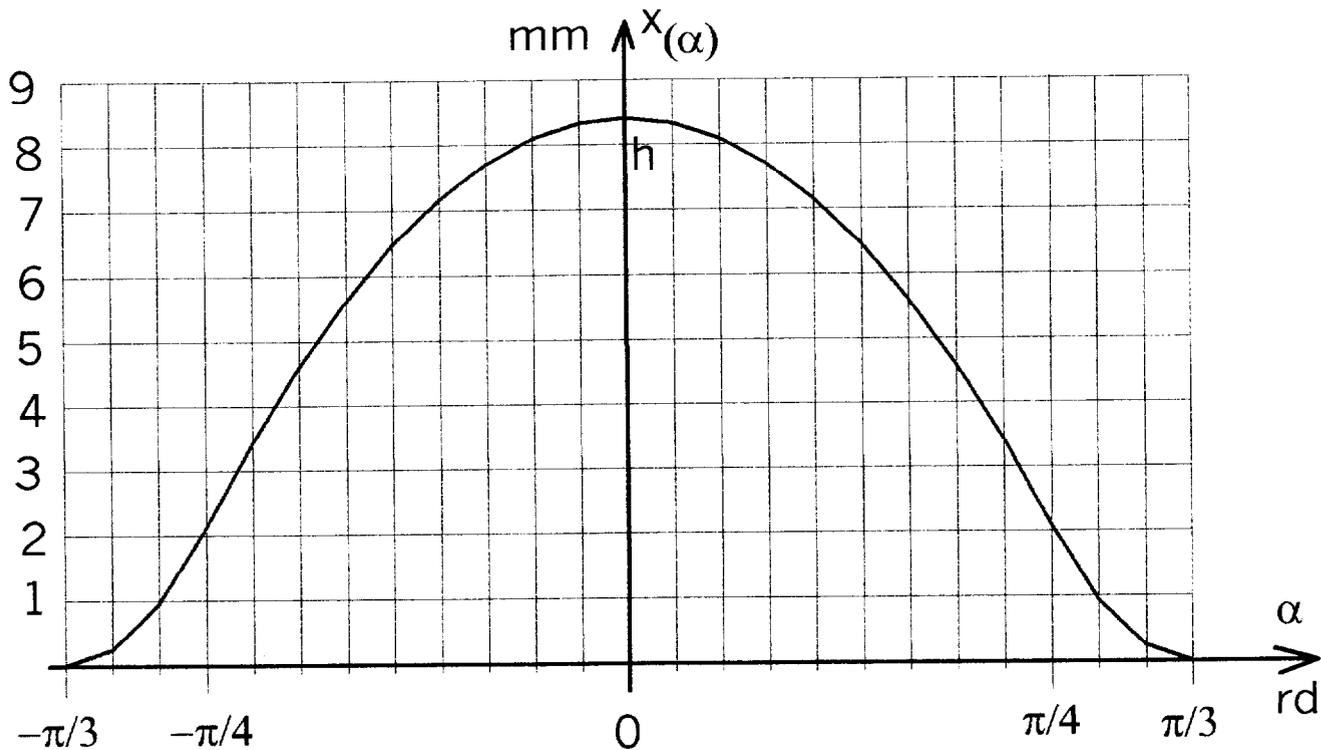


Figure 2 : loi des accélérations

Document réponse DR 2 à compléter et à rendre en fin d'épreuve joint à la feuille de copie

## LA BICARBURATION DU MOTEUR XU7JP4

L'objectif de cette étude est de comparer les caractéristiques énergétiques entre les deux carburants du moteur et le prix de revient du kilowatt heure à puissance maximale.

### Données :

#### Moteur :

Moteur à 4 cylindres, 4 temps, fonctionnant suivant le cycle Beau de Rochas.

Cylindrée totale du moteur :  $C = V_t = 1761 \text{ cm}^3$

Rapport volumétrique :  $\varepsilon = 11$

Rendement effectif global à  $4250 \text{ tr.min}^{-1}$  :  $\eta_{\text{eff1}} = \eta_{g1} = 0,32$

Rendement effectif global à  $5500 \text{ tr.min}^{-1}$  :  $\eta_{\text{eff2}} = \eta_{g2} = 0,30$

Caractéristiques énergétiques du moteur fonctionnant avec du **supercarburant** :

- Puissance effective à  $5500 \text{ tr.min}^{-1}$  :  $P_{\text{eff super}} = 80 \text{ kW}$

- Couple maxi à  $4250 \text{ tr.min}^{-1}$  :  $C_{m \text{ super}} = 15,5 \text{ daN.m}$

#### Cycle de Beau de Rochas :

Température et pression des gaz se trouvant au dessus du piston en fin d'admission c'est à dire piston au PMB, volume  $V_1$  :

$$t_1 = 15 \text{ °C}, p_1 = 0,96 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

Coefficient adiabatique de compression et de détente :  $\gamma = 1,29$

Richesse :  $R = 1$

#### Carburant A : GPL

Mélange stœchiométrique du GPL : 15,5 g d'air pour 1 g de GPL

Constante caractéristique du mélange :  $r = 287 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Masse volumique du GPL liquide à  $15 \text{ °C}$  :  $\rho_{\text{GPLliq}} = 555 \text{ kg.m}^{-3}$

Pouvoir Calorifique Inférieur du GPL :  $P_{\text{ciGPL}} = 46,1 \text{ MJ.kg}^{-1}$

#### Carburant B : Supercarburant

Mélange stœchiométrique du supercarburant : 14,8 g d'air pour 1 g de supercarburant

Constante caractéristique du mélange :  $r = 287 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Pouvoir Calorifique Inférieur du supercarburant :  $P_{\text{ciSuper}} = 45 \text{ MJ.kg}^{-1}$

Masse volumique du supercarburant à  $15 \text{ °C}$  :  $\rho_{\text{Superliq}} = 750 \text{ kg.m}^{-3}$

## I - ETUDE PRELIMINAIRE

- 1.1 - Déterminer la cylindrée unitaire,  $V_{\text{unit}}$ .
- 1.2 - En déduire les volumes au PMB :  $V_1$ , et au PMH :  $V_2$  (volume de la chambre de combustion).
- 1.3 - Déterminer la masse volumique du mélange en fin d'admission (piston au PMB) :  $\rho_1$ .
- 1.4 - Déterminer la capacité thermique massique (ou chaleur massique) à volume constant  $C_v$  du mélange.

## II - ETUDE DU CYCLE THEORIQUE AVEC LE CARBURANT A : GPL

Quels que soient les résultats précédents on prendra :

$$V_{\text{unit}} = 440 \text{ cm}^3, V_1 = 484 \text{ cm}^3, V_2 = 44 \text{ cm}^3, \rho_1 = 1,16 \text{ kg.m}^{-3}, C_v = 990 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

- 2.1 - Déterminer la pression et la température en fin de compression,  $p_2$  et  $T_2$ .
- 2.2 - Déterminer la masse de mélange,  $m_{\text{mél}}$ , admise dans un cylindre.
- 2.3 - En déduire la masse de carburant introduite,  $m_{\text{GPL}}$ .
- 2.4 - Déterminer la quantité de chaleur dégagée par la combustion,  $Q_{23}$ , de cette masse de carburant A.  
On admet que le rendement de combustion est égal à 1.

Quels que soient les résultats précédents prendre :

$$Q_{23} = 1426 \text{ J.cycle}^{-1}.\text{cylindre}^{-1}, m_{\text{mél}} = 0,51 \text{ g. cycle}^{-1}.\text{cylindre}^{-1}, m_{\text{totale}} = 0,56 \text{ g. cycle}^{-1}.\text{cylindre}^{-1}$$

$$T_2 = 577 \text{ K}, \rho_1 = 1,16 \text{ kg.m}^{-3}, p_2 = 21,2.10^5 \text{ Pa}$$

- 2.5 - En déduire la température de fin de combustion,  $T_3$ , puis la pression  $p_3$ .

Quels que soient les résultats précédents on prendra :

$$T_1 = 288 \text{ K}, T_2 = 577 \text{ K}, T_3 = 3150 \text{ K}, T_4 = 1570 \text{ K}, p_3 = 115.10^5 \text{ Pa}, p_4 = 5,2.10^5 \text{ Pa}$$

- 2.6 - Déterminer le travail théorique du cycle par cylindre  $W_{\text{th}}$ .
- 2.7 - En déduire le rendement théorique de ce cycle,  $\eta_{\text{th}}$ .
- 2.8 - Calculer la puissance calorifique à 5500 tr.min<sup>-1</sup> et en déduire la puissance effective  $P_{\text{eGPL}}$ .
- 2.9 - Déterminer la consommation spécifique,  $C_{\text{sp}}$ , à 5500 tr.min<sup>-1</sup> (en g.kW<sup>-1</sup>h<sup>-1</sup>).
- 2.10 - En déduire la consommation de GPLc liquide,  $q_{\text{vGPL}}$ , en litres par heure.

### III - ETUDE COMPARATIVE AVEC LE CARBURANT B: SUPERCARBURANT

Pour la suite de l'étude on admettra que :  $P_{e_{GPL}} = 78,5 \text{ kW}$  et  $q_{v_{GPL}} = 37 \text{ l.h}^{-1}$ .

- 3.1 - A la vitesse de  $5500 \text{ tr.min}^{-1}$ , en prenant le supercarburant comme référence. Déterminer le pourcentage de perte de puissance lors de l'utilisation avec du GPL.
- 3.2 - La consommation de supercarburant étant  $q_{v_{super}} = 28,4 \text{ l.h}^{-1}$  (litres par heure), en prenant le supercarburant comme référence, Déterminer le pourcentage d'augmentation de consommation lors de l'utilisation avec du GPL.
- 3.3 - Quelle est l'influence du dosage stœchiométrique du GPL, comparativement à celui du supercarburant, sur la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion (donc sur la puissance)?
- 3.4 - Quelle est l'influence du  $P_{ci}$  du GPL, comparativement à celui du supercarburant, sur la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion (donc sur la puissance) ?
- 3.5 - Quelle(s) solution(s) proposeriez- vous pour qu'un moteur fonctionnant au GPL ait une puissance équivalente à un moteur de cylindrée égale fonctionnant au super ?
- 3.6 - Quelle est l'influence de la masse volumique du GPL, comparativement à celle du super carburant, sur la consommation volumique ?
- 3.7 - Sachant que le prix du litre de GPL liquide est de 3,20 F, que celui du super est de 7,10 F. Calculer le prix de revient du kW.h pour le moteur fonctionnant au GPL et pour le moteur fonctionnant au super. Conclure du point de vue économique sur le moteur le plus avantageux.